

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-340158

(P2002-340158A)

(43) 公開日 平成14年11月27日 (2002. 11. 27)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)
F 1 6 H 61/00		F 1 6 H 61/00	3 J 5 5 2
B 6 0 K 6/02		9/00	D
F 1 6 H 9/00			E
			K

59: 02

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-148891 (P2001-148891)

(22) 出願日 平成13年 5 月 18 日 (2001. 5. 18)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

(72) 発明者 遠藤 弘淳

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 尾関 竜哉

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸

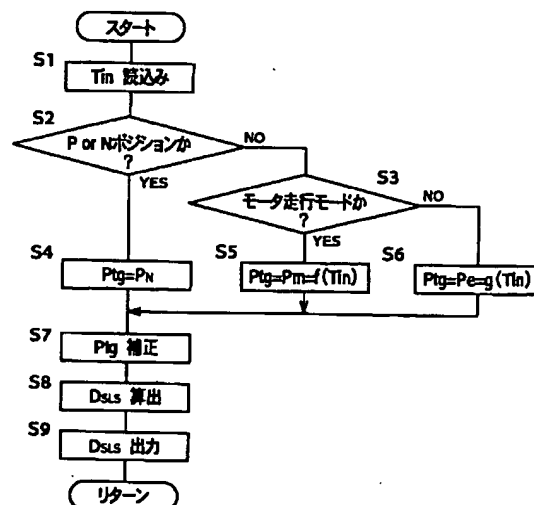
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ベルト式無段変速機のベルト挟圧力を適切に制御して、挟圧力不足によるベルト滑りを防止しながら、動力伝達損失やオイルポンプのエネルギー損失を低減する。

【解決手段】 ステップ S1～S6 で走行モードに応じてベルト挟圧力に対応するセカンダリ側可変プーリの目標油圧 Ptg を設定するとともに、トルク変動が小さいとともに高い制御精度が得られるモータジェネレータを用いて走行するモータ走行モードでは、トルク変動が大きいエンジンが関与する走行モード（直結走行モードや ETC 走行モードなど）に比較して目標油圧 Ptg を低くし、変速機の負荷が小さいニュートラル時には目標油圧 Ptg を更に低くした。また、ステップ S7 の油圧補正では、走行モードの切換時、および坂路発進で車両が発進方向と逆方向へずり下がった時に、目標油圧 Ptg を所定量だけアップ補正する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動輪を回転駆動する複数の駆動力源を有し、該複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードで走行できる車両用駆動制御装置において、前記走行モードに応じて前記動力伝達装置の伝達トルク容量を変更するトルク容量変更手段を設けたことを特徴とする車両用駆動制御装置。

【請求項2】 前記駆動力源として内燃機関を有し、該内燃機関を用いる走行モードと該内燃機関を用いない走行モードとを備えており、前記トルク容量変更手段は、前記内燃機関を用いない走行モードでは該内燃機関を用いる走行モードに比較して前記伝達トルク容量を小さくすることを特徴とする請求項1に記載の車両用駆動制御装置。

【請求項3】 伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動輪を回転駆動する複数の駆動力源を有し、該複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードで走行できる車両用駆動制御装置において、前記走行モードの切替時に前記動力伝達装置の伝達トルク容量を増大させるモード切替時増大手段を設けたことを特徴とする車両用駆動制御装置。

【請求項4】 前記動力伝達装置は、入力回転部材と、出力回転部材と、それ等の間に介在された伝動部材とを有し、該伝動部材と前記各回転部材との間のトルク伝達部位の該回転部材の回転中心からの半径位置を連続的に変化させて変速する無段変速機で、前記複数の駆動力源は、内燃機関および電動モータであることを特徴とする請求項1～3の何れか1項に記載の車両用駆動制御装置。

【請求項5】 前記無段変速機は、油圧により伝動ベルトを挟圧して動力を伝達するとともに一对の可変プーリの溝幅を変更して変速比を変化させるベルト式無段変速機であることを特徴とする請求項4に記載の車両用駆動制御装置。

【請求項6】 車両が発進方向と逆方向へずり下がった時に前記動力伝達装置の伝達トルク容量を増大させるずり下がり時増大手段を設けたことを特徴とする請求項1～5の何れか1項に記載の車両用駆動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は車両用駆動制御装置に係り、特に、複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードで走行できる車両用駆動制御装置の改良に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動輪を回転駆動する車両が知られている。例えば特開平3-209050号公報に記載の車両はその一例で、伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置と

して、油圧アクチュエータにより伝動ベルトを挟圧して動力を伝達するとともに一对の可変プーリの溝幅を変更して変速比を変化させるベルト式無段変速機を備えており、油圧アクチュエータの受圧面積を変更して伝達トルク容量を調整できるとともに、その伝達トルク容量(受圧面積)は、ベルト滑りが生じないように入力トルクに応じて制御されるようになっている。受圧面積の代わりに油圧によって伝達トルク容量を制御するものも広く知られている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記伝達トルク容量は駆動力源のトルク変動特性などを考慮して、ベルト滑りが生じないように所定の安全率を見込んで設定されるため、複数の駆動力源を備えているハイブリッド車両の場合、必ずしも十分に満足できなかった。すなわち、駆動力源として内燃機関および電動モータを備えている場合、内燃機関は爆発によって比較的大きなトルク変動を生じるため安全率を大きくする必要があり、その内燃機関を前提として伝達トルク容量を設定すると、トルク変動が小さいとともに高い制御精度が得られる電動モータによる走行時には必要以上に伝達トルク容量が高くなり、変速機の動力伝達損失や油圧を発生するためのオイルポンプのエネルギー損失などが大きくなり、燃費が悪化するのである。なお、このような問題は、油圧式のベルト式無段変速機だけでなく、伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置、例えば油圧によって摩擦係合させられるクラッチやブレーキを備えている有段の変速機や前後進切替装置、走行モード切替装置などについても、その伝達トルク容量を伝達トルク(入力トルク)に応じて制御している場合には同様を生じる。

【0004】一方、複数の駆動力源の作動状態を切り換える走行モードの切替時には、例えば内燃機関の始動やフューエルカットなどに起因してトルク変動が生じ、伝達トルク容量が不足してベルト滑りなどを生じる可能性がある。クラッチやブレーキの係合、開放状態を変更して走行モードを切り換える場合には、それ等の係合、開放時のトルク変動に起因してベルト滑りなどを生じる可能性がある。

【0005】また、坂路発進で車両が発進方向と逆方向へずり下がった場合には、その後大きな発進方向のトルクが加えられた時に伝達トルク容量が不足し、ベルト滑りやクラッチ、ブレーキの滑りを生じる可能性がある。

【0006】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、動力伝達装置の伝達トルク容量を一層適切に制御して、動力伝達損失やエネルギー損失を低減するとともに、伝達トルク容量不足によるベルト滑りなどを防止することにある。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するた

めに、第1発明は、伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動輪を回転駆動する複数の駆動力源を有し、その複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードで走行できる車両用駆動制御装置において、前記走行モードに応じて前記動力伝達装置の伝達トルク容量を変更するトルク容量変更手段を設けたことを特徴とする。なお、伝達トルク容量は、動力伝達装置が滑りなどを生じることなく伝達できる最大トルクのことである。

【0008】第2発明は、第1発明の車両用駆動制御装置において、(a) 前記駆動力源として内燃機関を有し、その内燃機関を用いる走行モードと内燃機関を用いない走行モードとを備えており、(b) 前記トルク容量変更手段は、前記内燃機関を用いない走行モードでは内燃機関を用いる走行モードに比較して前記伝達トルク容量を小さくすることを特徴とする。

【0009】第3発明は、伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動輪を回転駆動する複数の駆動力源を有し、その複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードで走行できる車両用駆動制御装置において、前記走行モードの切換時に前記動力伝達装置の伝達トルク容量を増大させるモード切換時増大手段を設けたことを特徴とする。

【0010】第4発明は、第1発明～第3発明の何れかの車両用駆動制御装置において、(a) 前記動力伝達装置は、入力回転部材と、出力回転部材と、それ等の間に介在された伝動部材とを有し、その伝動部材と前記各回転部材との間のトルク伝達部位のその回転部材の回転中心からの半径位置を連続的に変化させて変速する無段変速機で、(b) 前記複数の駆動力源は、内燃機関および電動

モータであることを特徴とする。

【0011】第5発明は、第4発明の車両用駆動制御装置において、前記無段変速機は、油圧により伝動ベルトを挟圧して動力を伝達するとともに一對の可変プーリの溝幅を変更して変速比を変化させるベルト式無段変速機であることを特徴とする。なお、伝動ベルトおよび一對の可変プーリは、第4発明の伝動部材、および入力回転部材、出力回転部材に相当する。

【0012】第6発明は、第1発明～第5発明の何れかの車両用駆動制御装置において、車両が発進方向と逆方向へずり下がった時に前記動力伝達装置の伝達トルク容量を増大させるずり下がり時増大手段を設けたことを特徴とする。

【0013】

【発明の効果】第1発明では、走行モードに応じて動力伝達装置の伝達トルク容量が変更されるため、個々の駆動力源のトルク変動特性に応じて必要最小限の伝達トルク容量を設定することにより、伝達トルク容量不足による動力伝達装置の滑り等を回避しつつ、過大な伝達トルク容量による動力伝達損失や、伝達トルク容量を発生さ

せるためのオイルポンプ等のエネルギー損失を低減でき、燃費が向上する。

【0014】第2発明は、駆動力源として内燃機関を有し、その内燃機関を用いない走行モードでは内燃機関を用いる走行モードよりも伝達トルク容量が小さくされるため、内燃機関のトルク変動による伝達トルク容量不足を回避しつつ、内燃機関を用いない走行モードすなわちトルク変動が小さい走行モードでは伝達トルク容量が小さくされることにより、動力伝達損失やオイルポンプ等のエネルギー損失が低減され、燃費が向上する。

【0015】第3発明では、複数の駆動力源の作動状態を切り換える走行モードの切換時に動力伝達装置の伝達トルク容量が増大させられるため、例えば駆動力源としての内燃機関の始動やフューエルカット時のトルク変動、或いは走行モードを切り換えるためのクラッチやブレーキの係合、開放時のトルク変動などに拘らず、伝達トルク容量不足に起因する動力伝達装置の滑り等が防止される。言い換えれば、モード切換時以外の伝達トルク容量を低下させて、過大な伝達トルク容量による動力伝達損失や、伝達トルク容量を発生させるためのオイルポンプ等のエネルギー損失を低減でき、燃費が向上する。

【0016】第4発明は、動力伝達装置として無段変速機を備えているとともに、駆動力源として内燃機関および電動モータを備えている場合で、トルク変動が小さいとともに高い制御精度が得られる電動モータによる走行時には、内燃機関による走行時よりも無段変速機の伝達トルク容量が小さくされることにより、伝達トルク容量不足による無段変速機の滑りを回避しつつ動力伝達損失やオイルポンプのエネルギー損失などが低減され、燃費が向上する。また、走行モードの切換時に無段変速機の伝達トルク容量が増大させられることにより、内燃機関の始動やフューエルカット時のトルク変動、或いは走行モードを切り換えるためのクラッチやブレーキの係合、開放時のトルク変動などに拘らず、伝達トルク容量不足に起因する無段変速機の滑りが防止される一方、モード切換時以外の伝達トルク容量が低下させられることにより動力伝達損失やエネルギー損失等が低減される。

【0017】第5発明は、無段変速機として、油圧により伝動ベルトを挟圧して動力を伝達するとともに一對の可変プーリの溝幅を変更して変速比を変化させるベルト式無段変速機を備えている場合で、走行モードの相違によるトルク変動の違いや走行モード切換時の伝達トルク容量不足によるベルト滑りを回避しつつ、動力伝達損失やオイルポンプのエネルギー損失などが低減され、燃費が向上する。

【0018】第6発明では、坂路発進で車両が発進方向と逆方向へずり下がった時に動力伝達装置の伝達トルク容量が増大させられるため、その後に大きな発進方向のトルクが加えられた時に伝達トルク容量が不足して、動力伝達装置に滑り等が発生することが防止される。言い

換えれば、ずり下がり時以外の伝達トルク容量を低下させて、動力伝達損失やエネルギー損失等を低減できる。

【0019】

【発明の実施の形態】本発明は、第4発明のように駆動力源として内燃機関および電動モータを備えているハイブリッド車両用の駆動制御装置に好適に適用されるが、その他の駆動力源を有するものでも良いし、トルク変動特性が異なる同種の駆動力源、例えば一対の内燃機関などを有する場合でも良い。

【0020】伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置は、第4発明の無段変速機その他、油圧によって摩擦係数させられるクラッチやブレーキなどの油圧式摩擦係合装置、それ等のクラッチやブレーキによって変速段や前後進、或いは走行モードが切り換えられる有段変速機、前後進切換装置、走行モード切換装置など、種々の態様が可能である。第4発明の無段変速機は、第5発明の油圧式のベルト式無段変速機その他、トロイダル型などの他の無段変速機であっても良い。

【0021】油圧に基づいて動力を伝達するとともに、その油圧によって伝達トルク容量が制御される油圧式動力伝達装置に好適に適用されるが、受圧面積など油圧以外の制御パラメータで伝達トルク容量を制御することもできるし、電磁クラッチなど油圧以外の駆動力で摩擦係合して動力を伝達する動力伝達装置にも適用され得る。伝達トルク容量は、基本的には入力トルクすなわち伝達トルクをパラメータとして、滑りを生じることが無い必要最小限の大きさに制御することが望ましい。

【0022】複数の駆動力源の作動状態が異なる複数の走行モードは、例えば内燃機関のみを駆動力源として走行するエンジン走行モード、電動モータのみを駆動力源として走行するモータ走行モードなどで、例えば動力伝達装置に対する駆動力源の連結状態がクラッチやブレーキによって切り換えられることにより、複数の走行モードが成立させられるように構成される。

【0023】第1発明のトルク容量変更手段は、例えば走行モード毎に予め定められたマップなどから伝達トルク容量を設定するように構成されるが、予め定められた基準値を走行モード毎に補正するなど、種々の態様を採用できる。総ての走行モードについて異なる伝達トルク容量を設定する必要はなく、トルク変動量などが異なる一定の走行モードだけ伝達トルク容量を変更するようにしても良い。

【0024】第3発明のモード切換時増大手段は、例えば走行モードの切換の種類毎に予め定められた異なる増大量だけ増大するように構成されるが、切換の種類に関係無く一定量だけ増大するようにしても良い。

【0025】第6発明のずり下がり時増大手段は、例えばずり下がり時の車速が速くなる程増大量が多くなるように、その車速をパラメータとして増大量が設定されるように構成されるが、車速に拘らず一定量だけ増大する

場合、またはずり下がりによる駆動状態の変化（駆動→被駆動）に応じて伝達トルク容量の演算式を変える場合でも良いなど、種々の態様を採用できる。

【0026】伝達トルク容量の変更や増大は、伝達トルク容量そのものの値や変更量、増大量で設定しても良いが、安全率などの割合を変更したり増大したりするなど種々の態様を採用できる。

【0027】なお、第6発明は複数の駆動力源を備えている車両を前提としているが、内燃機関或いは電動モータなど単一の駆動力源で走行する車両に適用することも可能である。すなわち、伝達トルク容量を変更可能な動力伝達装置を介して駆動力源から駆動輪に動力を伝達して走行する車両用駆動制御装置において、車両が進走方向と逆方向へずり下がった時に前記動力伝達装置の伝達トルク容量を増大させるずり下がり時増大手段を設けるようにしても同様の作用効果が得られる。

【0028】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。図1は、本発明が適用されたハイブリッド駆動制御装置10を説明する概略構成図で、図2は変速機12を含む骨子図であり、このハイブリッド駆動制御装置10は、燃料の燃焼で動力を発生するエンジン14、電動モータおよび発電機として用いられるモータジェネレータ16、およびダブルベニオン型の遊星歯車装置18を備えて構成されており、車両に横置きに搭載されて使用される。遊星歯車装置18のサンギヤ18sにはエンジン14が連結され、キャリア18cにはモータジェネレータ16が連結され、リングギヤ18rは第1ブレーキB1を介してケース20に連結されるようになっている。また、キャリア18cは第1クラッチC1を介して変速機12の入力軸22に連結され、リングギヤ18rは第2クラッチC2を介して入力軸22に連結されるようになっている。上記エンジン14は内燃機関で、そのエンジン14およびモータジェネレータ16が複数の駆動力源に相当する。

【0029】上記クラッチC1、C2および第1ブレーキB1は、何れも油圧アクチュエータによって摩擦係数させられる湿式多板式の油圧式摩擦係合装置で、油圧制御回路24から供給される作動油によって摩擦係数させられるようになっている。図3は、油圧制御回路24の要部を示す図で、電動ポンプを含む電動式油圧発生装置26で発生させられた元圧PCが、マニュアルバルブ28を介してシフトレバー30（図1参照）のシフトポジションに応じて各クラッチC1、C2、ブレーキB1へ供給されるようになっている。シフトレバー30は、運転者によって操作されるシフト操作部材で、本実施例では「B」、「D」、「N」、「R」、「P」の5つのシフトポジションに選択操作されるようになっており、マニュアルバルブ28はケーブルやリンク等を介してシフトレバー30に連結され、そのシフトレバー30の操作

に従って機械的に切り換えられるようになっている。

【0030】「B」ポジションは、前進走行時に変速機12のダウンシフトなどにより比較的大きな駆動力源ブレーキが発生させられるシフトポジションで、「D」ポジションは前進走行するシフトポジションであり、これ等のシフトポジションでは出力ポート28aからクラッチC1およびC2へ元圧PCが供給される。第1クラッチC1へは、シャトル弁31を介して元圧PCが供給されるようになっている。「N」ポジションは駆動力源からの動力伝達を遮断するシフトポジションで、「R」ポ  
ジションは後進走行するシフトポジションで、「P」ポ  
ジションは駆動力源からの動力伝達を遮断するとともに  
図示しないパーキングロック装置により機械的に駆動輪  
の回転を阻止するシフトポジションであり、これ等のシ  
フトポジションでは出力ポート28bから第1ブレーキ  
B1へ元圧PCが供給される。出力ポート28bから出  
力された元圧PCは戻しポート28cへも入力され、上  
記「R」ポジションでは、その戻しポート28cから出  
力ポート28dを経てシャトル弁31から第1クラッ  
C1へ元圧PCが供給されるようになっている。

【0031】クラッチC1、C2、およびブレーキB1  
には、それぞれコントロール弁32、34、36が設け  
られ、それ等の油圧Pc1、Pc2、PB1が制御されるよう  
になっている。クラッチC1の油圧Pc1についてはON  
-OFF弁38によって調圧され、クラッチC2および  
ブレーキB1についてはリニアソレノイド弁40によっ  
て調圧されるようになっている。

【0032】そして、上記クラッチC1、C2、および  
ブレーキB1の作動状態に応じて、図4に示す各走行  
モードが成立させられ、これ等のクラッチC1、C2、ブ  
レーキB1、および前記遊星歯車装置18によって走行  
モード切替装置が構成されている。「B」ポジションま  
たは「D」ポジションでは、「ETC走行モード」、  
「直結走行モード」、「モータ走行モード（前進）」の  
何れかが成立させられ、「ETC走行モード」では、第  
2クラッチC2を係合するとともに第1クラッチC1お  
よび第1ブレーキB1を開放した状態、言い換えればサ  
ンギヤ18s、キャリア18c、およびリングギヤ18  
rが相対回転可能な状態で、エンジン14およびモータ  
ジェネレータ16を共に作動させてサンギヤ18sおよ  
びキャリア18cにトルクを加え、リングギヤ18rを  
回転させて車両を前進走行させる。「直結走行モード」  
では、クラッチC1、C2を係合するとともに第1ブレ  
ーキB1を開放した状態で、エンジン14を作動させて  
車両を前進走行させる。また、「モータ走行モード（前  
進）」では、第1クラッチC1を係合するとともに第2  
クラッチC2および第1ブレーキB1を開放した状態  
で、モータジェネレータ16を作動させて車両を前進走  
行させる。「モータ走行モード（前進）」ではまた、ア  
クセルOFF時などにモータジェネレータ16を再生制  
50

御することにより、車両の運動エネルギーで発電してバ  
ッテリー42（図1参照）を充電するとともに車両に制動  
力を発生させることができる。

【0033】「N」ポジションまたは「P」ポジション  
では、「ニュートラル」または「充電・Eng始動モー  
ド」の何れかが成立させられ、「ニュートラル」ではク  
ラッチC1、C2および第1ブレーキB1の何れも開放  
する。「充電・Eng始動モード」では、クラッチC  
1、C2を開放するとともに第1ブレーキB1に係合  
し、モータジェネレータ16を逆回転させてエンジン1  
4を始動したり、エンジン14により遊星歯車装置18  
を介してモータジェネレータ16を回転駆動するととも  
にモータジェネレータ16を再生制御して発電し、バッ  
テリー42（図1参照）を充電したりする。

【0034】「R」ポジションでは、「モータ走行モー  
ド（後進）」または「フリクション走行モード」が成  
立させられ、「モータ走行モード（後進）」では、第1ク  
ラッチC1に係合するとともに第2クラッチC2および  
第1ブレーキB1を開放した状態で、モータジェネレ  
ータ16を逆方向へ回転駆動してキャリア18c更には入  
力軸22を逆回転させることにより車両を後進走行させ  
る。「フリクション走行モード」は、第1クラッチC1  
に係合するとともに第2クラッチC2を開放した状態で  
エンジン14を作動させ、サンギヤ18sを正方向へ回  
転させるとともに、そのサンギヤ18sの回転に伴って  
リングギヤ18rが正方向へ回転させられている状態  
で、第1ブレーキB1をスリップ係合させてそのリング  
ギヤ18rの回転を制限することにより、キャリア18  
cに逆方向の回転力を作用させて後進走行を行うもの  
であり、同時にモータジェネレータ16を逆方向へ回転  
駆動（力行制御）するようにしても良い。

【0035】前記変速機12は、油圧式のベルト式無段  
変速機（CVT）で、その出力軸44からカウンタ歯車  
46を経て差動装置48のリングギヤ50に動力が伝達  
され、その差動装置48により左右の駆動輪（前輪）5  
2に動力が分配される。変速機12は、一対の可変プー  
リ12a、12bおよびそれ等に巻き掛けられた伝動ベ  
ルト12cを備えており、プライマリ側（入力側）の可  
変プーリ12aの油圧シリンダによってV溝幅が変更さ  
れることにより変速比 $\tau$ （＝入力回転速度 $N_{in}$ ／出力回  
転速度 $N_{out}$ ）が連続的に変化させられるとともに、セ  
カンダリ側（出力側）の可変プーリ12bの油圧シリン  
ダによってベルト挟圧力（張力）が調整されるようにな  
っている。前記油圧制御回路24は、変速機12の変速  
比 $\tau$ やベルト張力を制御するための回路を備えており、  
共通の電動式油圧発生装置26から作動油が供給され  
る。上記変速機12は、伝達トルク容量を変更可能な動  
力伝達装置で、セカンダリ側の可変プーリ12bの油圧  
によって伝達トルク容量が制御される。また、可変プー  
リ12aは入力回転部材に相当し、可変プーリ12bは

出力回転部材に相当し、伝動ベルト12cは伝動部材に相当する。

【0036】本実施例のハイブリッド駆動制御装置10は、図1に示すHVECU60によって走行モードが切り換えられるようになっている。HVECU60は、CPU、RAM、ROM等を備えていて、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を実行することにより、電子スロットルECU62、エンジンECU64、M/GECU66、T/MECU68、前記油圧制御回路24のON-OFF弁38、リニアソレノイド弁40、エンジン14のスタータ70などを制御する。電子スロットルECU62はエンジン14の電子スロットル弁72を開閉制御するもので、エンジンECU64はエンジン14の燃料噴射量や可変バルブタイミング機構、点火時期などによりエンジン出力を制御するもので、M/GECU66はインバータ74を介してモータジェネレータ16の力行トルクや回生制動トルク等を制御するもので、T/MECU68は変速機12の変速比 $\gamma$ やベルト張力などを制御するものである。

【0037】上記HVECU60には、アクセル操作量センサ76からアクセル操作部材としてのアクセルペダル78の操作量 $\theta_{ac}$ を表す信号が供給されるとともに、シフトポジションセンサ80からシフトレバー30の操作ポジション（シフトポジション）を表す信号が供給される。また、エンジン回転速度センサ82、モータ回転速度センサ84、入力回転速度センサ86、出力回転速度センサ88から、それぞれエンジン回転速度（回転数） $N_e$ 、モータ回転速度（回転数） $N_m$ 、入力回転速度（入力軸22の回転速度） $N_{in}$ 、出力回転速度（出力軸44の回転速度） $N_{out}$ を表す信号が供給される。出力回転速度 $N_{out}$ は車速 $V$ に対応し、アクセル操作量 $\theta_{ac}$ は運転者の出力要求量を表している。

【0038】また、本実施例では図5に示すように、上記ハイブリッド駆動制御装置10の他にリヤ側モータジェネレータ90を備えており、インバータ92を介して前記バッテリー42に電気的に接続され、力行制御および回生制御されるようになっている。モータジェネレータ90は差動装置94を介して左右の後輪96に機械的に連結され、力行制御されることにより電動モータとして機能して後輪96を回転駆動するとともに、回生制御により後輪96に回生制動力を作用させる。このリヤ側モータジェネレータ90も前記HVECU60によって制御されるようになっており、例えば車両発進時や低μ路走行時など所定の条件下で前輪52に加えて後輪96が回転駆動されるとともに、そのモータ回転速度 $N_{rm}$ を表す信号がレゾルバ等のモータ回転速度センサ98からHVECU60に供給される。

【0039】図6は、前記油圧制御回路24のうち前記元圧PCの基になるライン油圧 $P_L$ を発生する部分を示

す回路図である。オイルポンプ100は歯車ポンプなどの回転式ポンプで、専用の電動モータ102によって回転駆動されるようになっており、これらのオイルポンプ100および電動モータ102を含んで前記電動式油圧発生装置26が構成されている。そして、オイルポンプ100によりストレナ106を介して吸い上げられた作動油は、圧力制御弁として機能するプライマリレギュレータバルブ108によって所定のライン油圧 $P_L$ に調圧される。プライマリレギュレータバルブ108には、HVECU60によってデューティ制御されるリニアソレノイド弁110の信号圧 $P_{SLs}$ が供給されるようになっており、その信号圧 $P_{SLs}$ に応じてライン油圧 $P_L$ が制御されるとともに、余分な作動油が油路112へドレーンされる。ライン油圧 $P_L$ は、元圧PCの基になる他、変速機12の変速制御やベルト挟圧力の制御にも用いられるもので、例えばアクセル操作量 $\theta_{ac}$ すなわち各部の伝達トルクなどをパラメータとして求められる目標ライン油圧 $P_L \cdot$ となるように調圧される。油路112の作動油は、油圧制御回路24の各部の潤滑部位へ供給されるとともに、一部はオイルクーラ114へ供給されて冷却されるようになっており、適量の作動油が潤滑部位およびオイルクーラ114へ供給されるように調圧弁116によって所定油圧に調圧される。

【0040】図7は、変速機12の変速比 $\gamma$ を制御する変速制御回路130の一例で、変速比 $\gamma$ を小さくするアップシフト用の電磁開閉弁132および流量制御弁134と、変速比 $\gamma$ を大きくするダウンシフト用の電磁開閉弁136および流量制御弁138とを備えている。そして、アップシフト用の電磁開閉弁132がT/MECU68によりデューティ制御されると、モジュレータ圧 $P_m$ を減圧した所定の制御圧 $P_{vu}$ が流量制御弁134に出力され、その制御圧 $P_{vu}$ に対応して調圧されたライン圧 $P_L$ が供給路140からプライマリ側可変プーリ12aの油圧シリンダに供給されることにより、そのV溝幅が狭くなって変速比 $\gamma$ が小さくなる。また、ダウンシフト用の電磁開閉弁136がT/MECU68によりデューティ制御されると、モジュレータ圧 $P_m$ を減圧した所定の制御圧 $P_{vd}$ が流量制御弁138に出力され、その制御圧 $P_{vd}$ に対応してドレーンポート138dが開かれることにより、プライマリ側可変プーリ12a内の作動油が排出路142から所定の流量でドレーンされてV溝幅が広くなり、変速比 $\gamma$ が大きくなる。なお、変速比 $\gamma$ が略一定でプライマリ側可変プーリ12aに対する作動油の供給が必要ない場合でも、油漏れによる変速比変化を防止するため、流量制御弁134は所定の流通断面積でライン油路144と供給路140とを連通させ、所定の油圧を作用させるようになっている。

【0041】上記変速制御は、例えば図8に示すようにアクセル操作量 $\theta_{ac}$ および車速 $V$ （出力回転速度 $N_{out}$ に対応）をパラメータとして予め定められたマップから

目標入力回転速度 $N_{INT}$ を算出し、実際の入力回転速度 $N_{in}$ が目標入力回転速度 $N_{INT}$ と一致するように、前記電磁開閉弁132、136をフィードバック制御する。図8の $\gamma_{max}$ は最大変速比で、 $\gamma_{min}$ は最小変速比である。

【0042】一方、セカンダリ側可変プーリ12bの油圧シリンダの油圧 $P_b$ は、伝動ベルト12cが滑りを生じないように、前記図6に示す挟圧力制御弁146によって調圧される。挟圧力制御弁146には、前記ライン油圧 $P_L$ 、信号圧 $P_{SLs}$ 、およびモジュレータ圧 $P_M$ が供給されるようになっており、リニアソレノイド弁110から出力される信号圧 $P_{SLs}$ に応じて油圧 $P_b$ は連続的に制御され、油圧 $P_b$ が高くなるに従ってベルト挟圧力すなわち可変プーリ12a、12bと伝動ベルト12cとの間の摩擦力が増大させられ、伝達トルク容量が大きくなる。

【0043】図9は、上記挟圧力制御に関して前記T/MECU68が備えている機能を説明するブロック線図で、走行モード対応油圧算出手段150、補正手段152、およびデューティ制御手段154を備えており、モード切換時油圧アップ手段156、ずり下がり時油圧アップ手段158から補正手段152に供給される補正指令に従って補正しながら、油圧 $P_b$ を調圧制御する。図10のフローチャートは、挟圧力制御の具体的内容を説明するフローチャートで、ステップS1～S6は走行モード対応油圧算出手段150によって実行され、ステップS7は補正手段152によって実行され、ステップS8、S9はデューティ制御手段154によって実行される。走行モード対応油圧算出手段150はトルク容量変更手段に相当し、モード切換時油圧アップ手段156はモード切換時増大手段に相当し、ずり下がり時油圧アップ手段158はずり下がり時増大手段に相当する。なお、補正手段152には、ベルト滑りを生じることなくできるだけ伝達トルク容量を小さくするために、上記モード切換時油圧アップ手段156、ずり下がり時油圧アップ手段158の他にも、運転状態に応じて種々の補正指令が供給されるようになっている。

【0044】図10のステップS1では、HVECU60などで逐次算出されている推定入力トルク $T_{in}$ を読み込む。推定入力トルク $T_{in}$ は、変速機12に入力されるトルクの推定値すなわち変速機12の伝達トルクの推定値であって、例えばエンジン14の吸入空気量などから推定される推定エンジントルクやモータトルク指令値等に基づいて、走行モードなどに応じて求められる。ステップS2では、シフトレバー30の操作ポジションが「N」または「P」かを判断し、「N」または「P」の場合はステップS4でベルト挟圧のための目標油圧 $P_{tg}$ として予め定められた一定の油圧 $P_N$ を設定する。「N」または「P」では、変速機12とエンジン14およびモータジェネレータ16との間の動力伝達が遮

断されているため、車両停止時は勿論惰性走行などの走行時においても変速機12の伝達トルクは略0であり、油圧 $P_N$ は、プライマリ側可変プーリ12aや入力軸22等のイナーシャにより変速時や車両減速時等にベルト滑りが生じない範囲でできるだけ低い油圧が定められている。

【0045】シフトレバー30の操作ポジションが「N」および「P」以外で、ステップS2の判断がNO（否定）の場合には、ステップS3でモータ走行モードか否か、具体的には第1クラッチC1が係合で、第2クラッチC2および第1ブレーキB1が共に開放され、エンジン14が切り離されてモータジェネレータ16のみを駆動力源として走行する「モータ走行モード（前進）」または「モータ走行モード（後進）」かを判断する。そして、それ等のモータ走行モードの場合は、ステップS5で予め定められた油圧 $P_m$ を目標油圧 $P_{tg}$ に設定し、モータ走行モードでない場合、すなわちエンジン14が作動中で且つ駆動力に関与している場合は、ステップS6で予め定められた油圧 $P_e$ を目標油圧 $P_{tg}$ に設定する。

【0046】上記油圧 $P_m$ 、 $P_e$ は、何れも前記推定入力トルク $T_{in}$ および変速比 $\gamma$ をパラメータとして定められており、推定入力トルク $T_{in}$ が大きくなる程油圧 $P_m$ 、 $P_e$ は大きくなり、変速比 $\gamma$ が大きくなる程油圧 $P_m$ 、 $P_e$ は大きくなる。図13の(a)は、変速比 $\gamma$ が一定（例えば $\gamma=1.0$ ）の時の推定入力トルク $T_{in}$ に対する油圧 $P_m$ 、 $P_e$ の特性の一例で、基本的には実線で示すように推定入力トルク $T_{in}$ が大きくなる程油圧 $P_m$ 、 $P_e$ も大きくなるが、推定入力トルク $T_{in}$ が小さい範囲に設けられた下限ガード $P_{m1}$ 、 $P_{e1}$ が相違する。すなわち、エンジン14は爆発によって回転するためモータジェネレータ16に比較してトルク変動が大きくなり、低トルク領域ではそのトルク変動の影響が大きくなるため、そのトルク変動でベルト滑りが生じないように、エンジン作動時の油圧 $P_e$ の下限ガード $P_{e1}$ が油圧 $P_m$ の下限ガード $P_{m1}$ よりも大きくされているのである。図13(a)の実線は、実験やシミュレーション等によって求めた必要油圧に所定の安全率を掛け算して求めたものであるが、エンジン14が関与していないとともに高精度のトルク制御が可能なモータ走行モード時の油圧 $P_m$ については、下限ガード $P_{m1}$ だけでなく、その安全率を小さくして一点鎖線で示すように全体的に油圧 $P_e$ より小さくすることも可能である。また、図13の(b)は推定入力トルク $T_{in}$ が一定の時の変速比 $\gamma$ に対する油圧 $P_m$ 、 $P_e$ の特性の一例で、基本的には変速比 $\gamma$ が大きくなる程油圧 $P_m$ 、 $P_e$ も大きくなる。なお、図13(a)の被動時の特性が駆動時の特性に比べて急になっているのは、一對の可変プーリ12a、12bの受圧面積などのハード構成が相違するためである。被動時とは、セカンダリ側可変プーリ12bからプライマリ側

可変プーリ12aへ動力伝達が行われる場合で、モータジェネレータ16による回生制動時などである。

【0047】ステップS4、S5、またはS6で目標油圧P<sub>tg</sub>が設定されると、次のステップS7で、運転状態に応じて前記モード切換時油圧アップ手段156、ずり下がり時油圧アップ手段158などから供給される補正指令に従って目標油圧P<sub>tg</sub>を補正する。同時に複数の補正指令が供給された場合、最も高い油圧補正に基づいて目標油圧P<sub>tg</sub>を補正する。

【0048】モード切換時油圧アップ手段156は、走行モードの切換時に伝達トルク容量すなわち目標油圧P<sub>tg</sub>を一時的に増大させるもので、具体的には図11のフローチャートに従って信号処理を行う。図11のステップR1では、HVEC U60の信号処理などに基づいて走行モード切換中か否かを判断し、走行モード切換中の場合はステップR2で油圧アップ量を算出する。走行モード切換中は、前記クラッチC1、C2やブレーキB1の係合、開放時にトルク変動が生じるし、エンジン14の始動やフューエルカット時等にもトルク変動が生じる可能性があり、油圧アップ量は、走行モードの切換の種類に応じてそれぞれ一定値が定められている。そして、次のステップR3でその油圧アップ量を表す補正指令を出力する。

【0049】上記モード切換時の油圧アップ補正は、モータ走行モードや直結走行モード、ETC走行モード、フリクション走行モードなどの駆動走行モード同士の切換時だけでも良いが、「D」⇔「N」シフトなど駆動走行モードと非駆動走行モードとの切換時にも、トルクの揺り戻しなどでトルク変動が生じるため、同様に油圧アップ補正が行われるようになっていく。なお、走行モードの切換の種類に拘らずベルト滑りを防止できる一定の油圧アップ量を設定しておいても良く、その場合は信号処理が簡単になる。

【0050】一方、ずり下がり時油圧アップ手段158は、坂路発進などで車両が発進方向と逆方向へずり下がった時に伝達トルク容量すなわち目標油圧P<sub>tg</sub>を増大させるもので、具体的には図12のフローチャートに従って信号処理を行う。図12のステップQ1では、シフトレバー30の操作ポジションが「N」または「P」すなわち非駆動ポジションか否かを判断し、「N」または「P」の場合はステップQ9以下を実行するが、「N」および「P」以外の時にはステップQ2でアイドルONで且つ車速V=0か否かを判断する。アイドルONは、電子スロットル弁72の開度が略0の場合で、電子スロットルECU62の出力信号や電子スロットル弁72に設けられたスロットル弁開度センサ、アイドルスイッチの検出信号などから判断できる。アイドルONで且つ車速V=0の場合はステップQ9以下を実行するが、そうでない時にはステップQ3で車両のずり下がりを検出したか否かを判断する。車両のずり下がりとは、例えばリヤ

側モータジェネレータ90のモータ回転速度N<sub>rm</sub>の回転方向とシフトレバー30の操作ポジションとが整合していないか否かによって検出でき、具体的には、「D」または「B」ポジションの時に回転方向が車両後退方向の場合、或いは「R」ポジションの時に回転方向が車両前進方向の場合には、車両がずり下がっていると判断される。リヤ側モータジェネレータ90が非作動状態の場合は勿論、作動状態であっても補助的に用いられるだけであるためスピンする可能性は小さく、モータ回転速度N<sub>rm</sub>の回転方向は車両の移動方向を表している。

【0051】そして、ステップQ3で車両のずり下がりが検出された場合は、ステップQ4で実行フラグをONにするとともにステップQ5で復帰タイマをクリアした後、ステップQ6で油圧アップ量を算出する。発進時の車両のずり下がり時には、その後に発進方向のトルクが急に加えられる可能性が高いとともに、ずり下がり車速が高くなる程発進トルク付加時の変速機12の負荷は大きくなるため、油圧アップ量は、ずり下がり車速が高くなる程大きな値が設定されるようになっており、次のステップQ7ではその油圧アップ量を表す補正指令を出力する。

【0052】ここで、車両のずり下がり時は被動状態になるため、前記ステップS5またはS6では図13(a)の(被動時)側のマップに従って目標油圧P<sub>tg</sub>を設定すべきであるが、通常は速やかにずり下がり状態から脱して(駆動時)側へ移行するため、本実施例ではずり下がり時にも(駆動時)側のマップを用いて目標油圧P<sub>tg</sub>を設定するようになっている。したがって、本来必要な油圧値よりも低い目標油圧P<sub>tg</sub>が設定されることになり、ステップQ6の油圧アップ量は、(被動時)側の油圧値との差圧を基準として、それよりも大きな値が設定されるようになっている。これにより、ずり下がり時の付加トルク増大時のベルト滑りを防止しつつ、被動状態(ずり下がり)から駆動状態へ移行する際の油圧P<sub>D</sub>の制御を円滑に行うことができる。

【0053】前記ステップQ3の判断がYES(肯定)の場合、すなわち車両のずり下がりが検出されなかった場合に実行するステップQ8では、モータ回転速度N<sub>rm</sub>の回転方向とシフトレバー30の操作ポジションとが整合しているとともに車速Vが所定値(例えば3~5km/時程度)以上か否かを判断し、車速Vが所定値以上の場合には完全にずり下がり状態から脱しているため、ステップQ11で実行フラグをOFFにしてずり下がり時の油圧アップ補正を終了する。車速Vが所定値以上でない場合や前記ステップQ1、Q2の判断がYESの場合に実行するステップQ9では、実行フラグがONか否かを判断し、OFFであればそのまま終了するが、直前までずり下がり状態であった場合など実行フラグがONの時にはステップQ10を実行する。ステップQ10では、前記ステップQ5でクリアされた復帰タイマの計測時



間、すなわちずり下がり状態を脱した後の経過時間が、予め定められた所定時間を超えたか否かを判断し、所定時間を超えるまではステップQ6、Q7を実行してずり下がり時の油圧アップ補正を継続する一方、所定時間を超えたらステップQ11を実行して実行フラグをOFFにする。

【0054】図10に戻って、ステップS8では目標油圧 $P_{tg}$ に応じてリニアソレノイド弁110のデューティ比 $D_{SLs}$ を予め定められたデータマップなどから算出し、ステップS9ではそのデューティ比 $D_{SLs}$ に従ってリニアソレノイド弁110の励磁電流をデューティ制御する。これにより、セカンダリ側可変プーリ12bの油圧アクチュエータに供給される油圧 $P_D$ が目標油圧 $P_{tg}$ となるように調圧され、走行モードや各種の運転状態に応じてベルト滑りを生じることなく、できるだけ低いベルト挟圧力で伝動ベルト12cを挟圧してトルク伝達を行う。

【0055】このように本実施例では、図10のステップS1～S6で走行モードに応じて変速機12のベルト挟圧力、具体的にはセカンダリ側可変プーリ12bの油圧 $P_D$ の目標油圧 $P_{tg}$ を設定するようになっており、トルク変動が小さいとともに高い制御精度が得られるモータジェネレータ16を用いて走行するモータ走行モード（前進、後進）では、トルク変動が大きいエンジン14が関与する走行モード（直結走行モードやETC走行モードなど）に比較して、目標油圧 $P_{tg}$ の下限ガードが低下させられているとともに、変速機12の負荷が小さいニュートラル時には目標油圧 $P_{tg}$ が更に低くされているため、挟圧力不足によるベルト滑りを回避しつつ、過大なベルト挟圧力による動力伝達損失や、高い挟圧力（油圧）を発生させるためのオイルポンプ100のエネルギー損失が低減され、燃費が向上する。

【0056】また、走行モードの切換時にはステップS7で目標油圧 $P_{tg}$ が所定量だけアップ補正されるため、エンジン14の始動やフューエルカット時のトルク変動、或いは走行モードを切り換えるためのクラッチC1、C2やブレーキB1の係合、開放時のトルク変動などに拘らず、挟圧力不足に起因するベルト滑りが防止される。言い換えれば、モード切換時以外の目標油圧 $P_{tg}$ が低下させられることにより、過大なベルト挟圧力による動力伝達損失や、高い挟圧力（油圧）を発生させるためのオイルポンプ100のエネルギー損失が低減され、燃費が向上する。特に、本実施例では走行モードの切換の種類に応じて油圧アップ量が定められるため、ベルト滑りを防止しつつ動力伝達損失やエネルギー損失を一層効果的に低減できる。

【0057】また、坂路発進で車両が発進方向と逆方向へずり下がった時には、同じくステップS7で目標油圧 $P_{tg}$ が所定量だけアップ補正されるため、その後大きな発進方向のトルクが加えられた時にベルト挟圧力が不

足してベルト滑りを生じることが防止される。言い換えれば、ずり下がり時以外の目標油圧 $P_{tg}$ を低下させて、動力伝達損失やエネルギー損失を低減できる。特に、本実施例ではずり下がり車速に応じて油圧アップ量が定められるため、ベルト滑りを防止しつつ動力伝達損失やエネルギー損失を一層効果的に低減できる。

【0058】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用されたハイブリッド駆動制御装置を説明する概略構成図である。

【図2】図1のハイブリッド駆動制御装置の動力伝達系を示す骨子図である。

【図3】図1の油圧制御回路のうち走行モードを切り換える部分を示す回路図である。

【図4】図1のハイブリッド駆動制御装置において成立させられる幾つかの走行モードと、クラッチおよびブレーキの作動状態との関係を説明する図である。

【図5】後輪駆動用のリヤ側モータジェネレータを含む駆動装置全体を示す概略図である。

【図6】油圧制御回路のうち油圧発生部分および挟圧力制御を行う部分を示す回路図である。

【図7】油圧制御回路のうち変速機の変速制御を行う部分を示す回路図である。

【図8】変速機の変速制御で車速 $V$ およびアクセル操作量 $\theta_{ac}$ をパラメータとして目標入力回転速度 $N_{INT}$ を算出するデータマップの一例を示す図である。

【図9】T/MECUによって実行される変速機の挟圧力制御に関する機能を説明するブロック線図である。

【図10】図9の各機能によって実行される挟圧力制御の具体的内容を説明するフローチャートである。

【図11】図9のモード切換時油圧アップ手段によって実行される信号処理の具体的内容を説明するフローチャートである。

【図12】図9のずり下がり時油圧アップ手段によって実行される信号処理の具体的内容を説明するフローチャートである。

【図13】図10のステップS5、S6で求められる油圧 $P_m$ 、 $P_e$ と推定入力トルク $T_{in}$ 、変速比 $\tau$ との関係を示す図である。

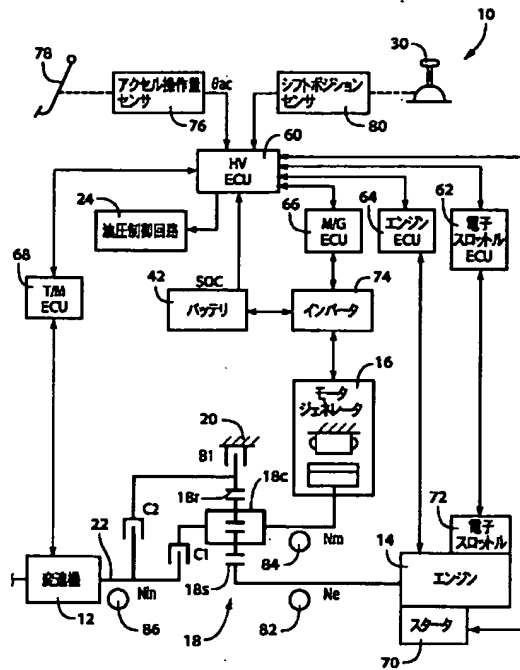
【符号の説明】

10：ハイブリッド駆動制御装置（車両用駆動制御装置）  
12：ベルト式無段変速機（動力伝達装置）  
14：エンジン（内燃機関、駆動力源）  
16：モータジェネレータ（電動モータ、駆動力源）  
52：駆動輪  
68：T/MECU  
150：走行モード対応油圧算出手段（トルク容量変更手段）  
156：モード切換時油圧アップ手段（モード切換時増大手段）

158: ずり下がり時油圧アップ手段(ずり下がり時増

大手段)

【図1】

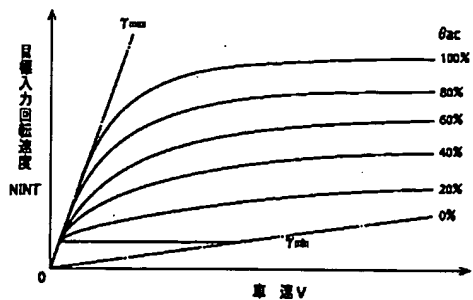


【図4】

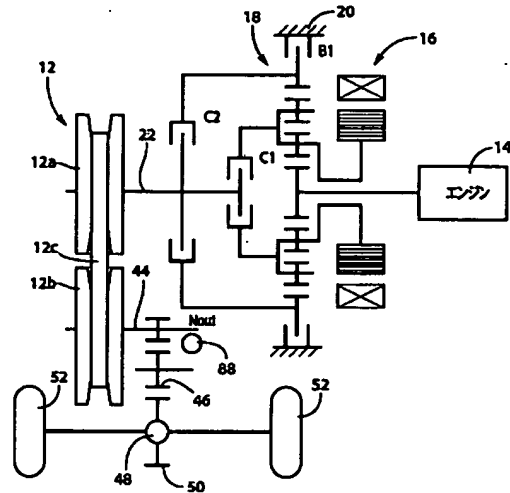
ポジション	モード	係合要素	C1	C2	B1
B,D	ETC走行モード		×	○	×
	直進走行モード		○	○	×
	モータ走行モード(前進)		○	×	×
N,P	ニュートラル		×	×	×
	充電Eng始動		×	×	○
R	モータ走行モード(後進)		○	×	×
	フリクション走行モード		○	×	△

(○:係合, △:スリップ係合, ×:開放)

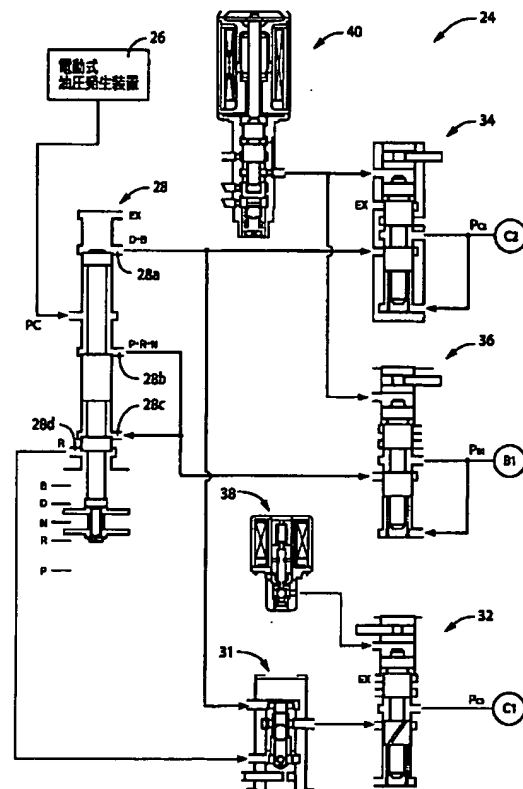
【図8】



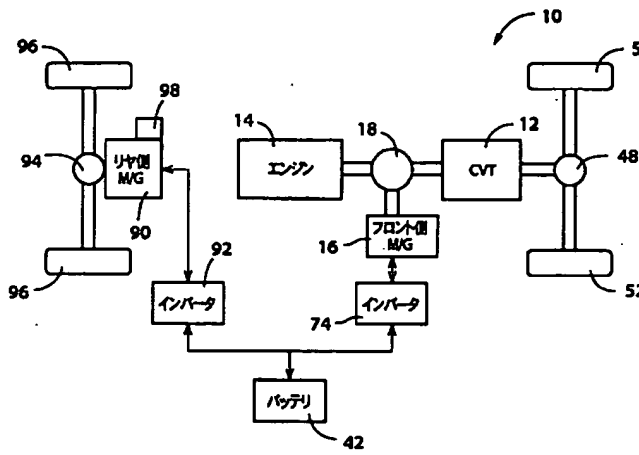
【図2】



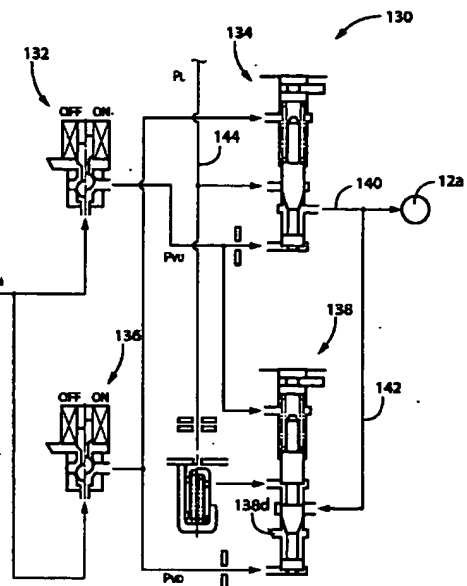
【図3】



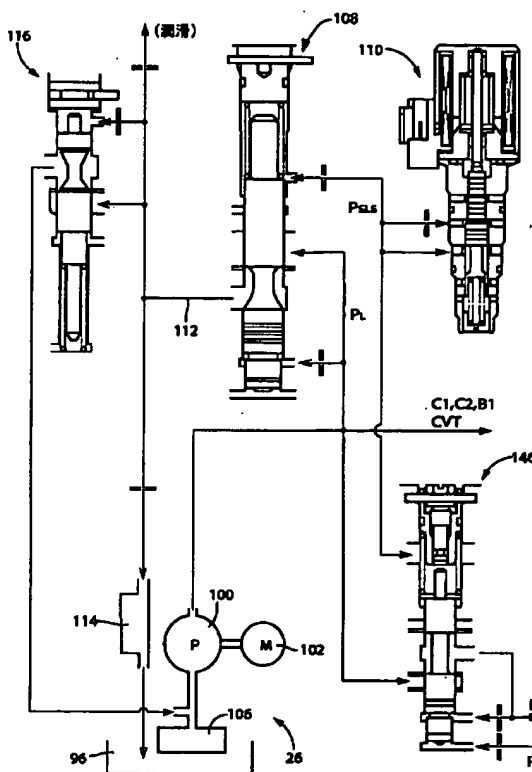
【図5】



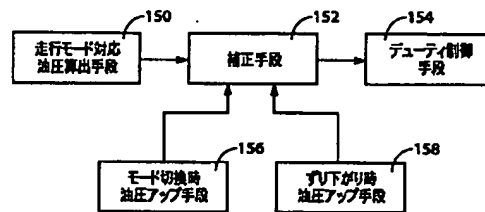
【図7】



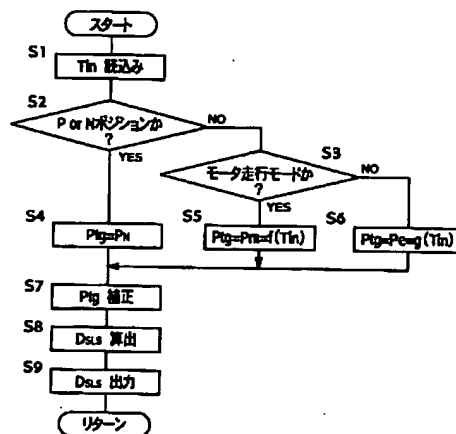
【図6】



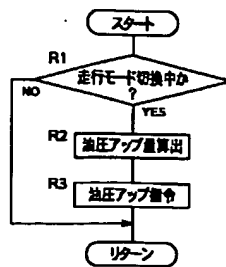
【図9】



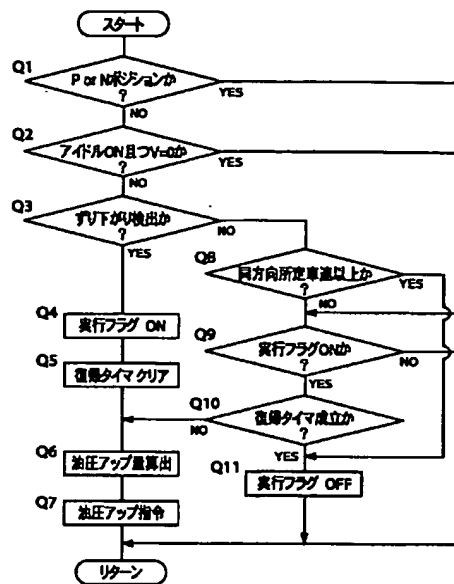
【図10】



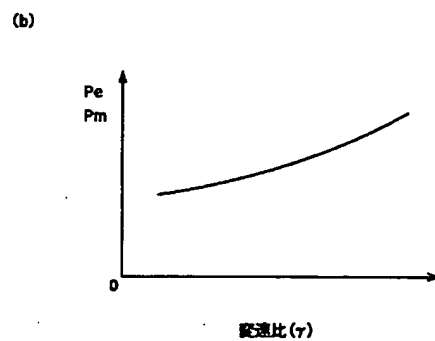
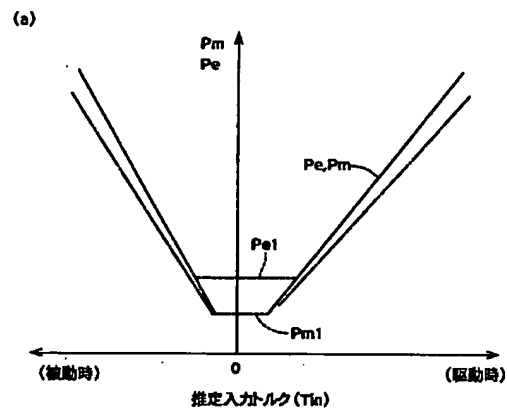
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト'(参考)
// F 1 6 H	59:02	F 1 6 H	59:24
	59:24		59:44
	59:44		63:06
	63:06	B 6 0 K	9/00 C
(72)発明者	星屋 一美	Fターム(参考)	3J552 MA07 MA29 NA01 NB06 NB10
	愛知県豊田市トヨタ町1番地		PA59 PA63 RA21 RA28 RB17
	トヨタ自動車株式会社内		RB22 SA36 SA52 TB03 TB07
			VA32Z VA37Z VA62Z VA70W
			VC01Z VC03Z VD02Z

PAT-NO: JP02002340158A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2002340158 A

TITLE: DRIVE CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

PUBN-DATE: November 27, 2002

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
ENDO, HIROATSU	N/A
OZEKI, TATSUYA	N/A
HOSHIYA, KAZUMI	N/A

INT-CL (IPC): F16H061/00, B60K006/02 , F16H009/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the power transmission loss and the energy loss of an oil pump, while to prevent the belt slip due to a lack of the pressure-pinching force, by appropriately controlling the belt pressure-pinching force of a belt type continuously variable transmission.

SOLUTION: A target oil pressure Ptg of a secondary side variable pulley corresponding to the belt pressure-pinching force is set in response to a traveling mode through steps S1-S6. With the motor traveling mode for traveling with a motor generator capable of restricting the torque fluctuation small and obtaining high control accuracy, the target oil pressure Ptg is reduced in comparison with the traveling mode (direct traveling mode and ETC traveling mode) related to an engine having a large torque fluctuation, and the target oil pressure Ptg is reduced more when traveling in neutral that a load of the transmission is small. When correcting the oil pressure in a step S7, the target oil pressure Ptg is increased for correction by the predetermined quantity when the vehicle is slipped downward in a direction opposite to the traveling direction when selecting the traveling mode and starting on the way of a slope.

COPYRIGHT: (C)2003,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the power transmission loss and the energy loss of an oil pump, while to prevent the belt slip due to a lack of the pressure-pinching force, by appropriately controlling the belt

pressure-pinching force of a belt type continuously variable transmission.

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: A target oil pressure Ptg of a secondary side variable pulley corresponding to the belt pressure-pinching force is set in response to a traveling mode through steps S1-S6. With the motor traveling mode for traveling with a motor generator capable of restricting the torque fluctuation small and obtaining high control accuracy, the target oil pressure Ptg is reduced in comparison with the traveling mode (direct traveling mode and ETC traveling mode) related to an engine having a large torque fluctuation, and the target oil pressure Ptg is reduced more when traveling in neutral that a load of the transmission is small. When correcting the oil pressure in a step S7, the target oil pressure Ptg is increased for correction by the predetermined quantity when the vehicle is slipped downward in a direction opposite to the traveling direction when selecting the traveling mode and starting on the way of a slope.

Document Identifier - DID (1):

JP 2002340158 A